№ 7. Warszawa, 25 lipca 1931 r. Rok IX.

TECHNIKA CIEPLNA

Czasopismo Stowarzyszenia Dozoru Kotłów w Warszawie

OFICJALNY ORGAN POLSKIEGO KOMITETU NORMALIZACYJNEGO DLA SPRAW KOTŁOWYCH

REDAKTOR: Inż. techn. JAN KOMARNICKI
Wydawca: Stowarzyszenie Dozoru Kotłów w Warszawie.
REDAKCJA I ADMINISTRACJA: WARSZAWA, PIĘKNA 32, m. 12. TEL. 8-81-47.
GODZINY BIUROWE: REDAKCJI—PIĄTKI, OD 18 DO 20, ADMINISTRACJI—CODZIENNIE, OD 10 DO 15.

Inż. T. WRÓBLEWSKI.

ELEKTROWNIA ZSCHORNEWITZ

Załączona mapa (rys. 1) uwidacznia rozkład zasobów paliwa w kraju; poza większym skupieniem węgla kamiennego w zagłębiu Dąbrowsko-Śląskiem i zapasami ropy w Małopolsce, posiadamy zapasy węgla brunatnego, rozrzucone po kraju, bez poważniejszego znaczenia, oraz, zwłaszcza na wschodzie, duże zapasy drzewa i torfu.



Rys. 1.

Zapasów węgla brunatnego nie można wyzyskać dla celów siłowni zakrojonej na dużą skalę; zasoby torfu również do tego celu się nie nadają ze względu na konieczność posiadania dużych obszarów torfu do eksploatacji, dużych obszarów do suszenia i dużych składów do przechowywania torfu na okres zimowy. Wreszcie wschodnie nasze kresy, wobec małego uprzemysłowienia, nie odczuwają potrzeby dużej siłowni. Istniejące torfowiska mogą być z korzyścią wyzyskane dla celów ruchu jedynie przez małe elektrownie miejskie, służące dla oświetlenia miast i napędu drobnego przemysłu. Przy zakładaniu takich elektrowni trzebaby brać pod uwagę położenie torfowisk w stosunku do miast i należałoby przekalkulować, czy nie opłaca się ustawić elektrownię w pobliżu torfowiska, ze względu na koszt transportu taniego paliwa, a dosyłać do miasta energję elektryczną.

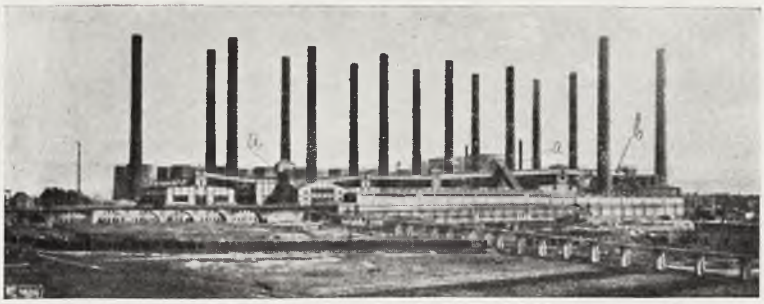
W obecnych czasach istnieje tendencja do ustawiania w małych miastach dla napędu elektrowni silników Diesl'a, co nie wydaje się racjonalne ze względów dowozu paliwa, braku wykwalifikowanej obsługi, a co zatem idzie mniejszej pewności ruchu, wreszcie ze względu narodowej gospodarki zapasami paliwa.

Tendencja ta bywa tłomaczona tem, że elektrownia oparta na Diesl'u wymaga krótszego czasu dla uruchomienia, niema okresu rozpalania; zapomina się jednak o tem, że obsługa maszyny parowej jest prostsza, przez co wzrasta pewność ruchu, i okres życia instalacji parowej jest dłuższy niż silnika ropowego, gdyż ten ostatni iest narażony na działanie wyższych temperatur.

Wyżej więc wymienione przemawia za stosowaniem w małych miastach, położonych na wschód od Warszawy, elektrowni parowych opartych na torfie.

Pomimo braku w kraju dużych skupień węgla brunatnego, a więc braku podstawy dla dużej siłowni opartej na węglu brunatnym, opiszemy poniżej siłownię w Zschornewitz'ach koło Lipska, należącą do Niemieckich Państwowych Elektrowni, a to z tego względu, że sporo szczegółów tej elektrowni może czytelników zainteresować.

Siłownia w Zschornewitz (rys. 2) powstała w 1915/16 r; wybudowano wtedy kotłownie *A*, *B*, *C* i *D* (rys. 3). Przytoczone zestawienie uwypukla stopniową rozbudowę siłowni.



Rys. 2. Ogólny widok centrali Zschornewitz od strony kotłowni

ZESTAWIENIE ROZBUDOWY

ROK	Kotłownia	Ilość kotłów	Pom. ogrzew. kotła m^2	Stan pary		Ilość turbogen.	Moc turbogeneratora *KW*	Wież chłodniczych
				atn	temp.			
1915/16	*A*	16	500	15,5	325	8	16000	11
	B	16	„	„	„			
	C	16	„	„	„			
	D	16	„	„	„			
1921	*E*	8	575	„	„	1	16000	5
1923	*E*	8	575	„	„	1	16000	—
1926	*F*	8	1000	„	„	2	12500	—
						1	37500	—
1928/9	*F*	8	1000	„	375	2	85000	3
	H	8	1000	„	„	1	40000	

Przy kotłach zbudowanych w 1926 roku zastosowano po raz pierwszy ruszty schodkowe ruchome.

Turbiny o mocy 12500 *kW* zbudowano na 3000 obr/min. zaś o mocy 37500 *kW* na 1500 obr/min.

W lecie 1928 r. obciążenie szczytowe dosięgło 209000 *kW*, co wywołało konieczność rozbudowy siłowni w 1928/9 r. o dalsze 200000 *kW*.

Zadano sobie wtedy pytanie, czy nie byłoby celowe wybudować nową elektrownię nad brzegiem Elby, ze względu na możność wyzyskania wody rzecznej dla celów chłodzenia kondensatorów. Przeliczenie jednak wykazało, że koszt transportu węgla brunatnego na odległość 15 *km* niweczy oszczędności uzyskane z mniejszego zużycia pary. W dodatku należało przewidywać, że budowa siłowni nad brzegiem rzeki pochłonie większe sumy na fundamenty. Również rozważano możliwość budowy nowej siłowni obok starej; i tu okazało się korzystniej rozbudować starą siłownię. Odnośnie ciśnienia roboczego zdecydowano dotychczasową jego wysokość utrzymać z następujących powodów:

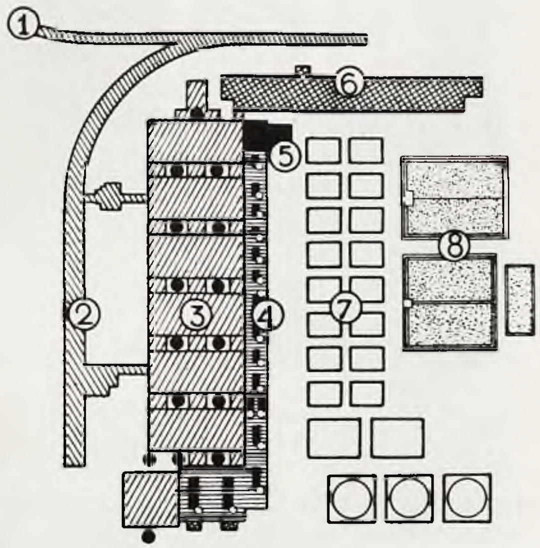
1) pewność ruchu przy jednakowej wysokości ciśnienia roboczego jest większa,

2) rezerwy kotłów i maszyn przy jednakowej wysokości ciśnienia roboczego mogą być mniejsze,

3) przy ew. rozbudowaniu instalacji na ciśnienie 100 *at* łatwiej będzie przy ciśnieniu

15,5 *atn* zastosować przegrzanie międzystopniowe niż przy ciśnieniu 40 *atn*,

4) badania wykazały, że przy ciśnieniu 100 *atn* można osiągnąć 20% oszczędności paliwa, lecz mała ta oszczędność wskutek niskiego kosztu paliwa nie idzie w parze z pewnością ruchu.



Rys. 3

Z planu sytuacyjnego okazało się, że starą maszynownię można podłużyć o 15 *m* i ustawić tam turbogenerator 40000 *k W*; nową maszynownię zbudowano prostopadle do osi starej i postawiono tam 2 turbogeneratory po 85000 *k W*.

8) ustawić 3 betonowe wieże chłodnicze o wydajności 14000 m^3/godz. każda,

9) powiększyć stację pomp nad Muldą i wybudować przewód tłoczący 800 *mm* średnicy i 8,2 *km* długości dla dostarczenia z Muldy do siłowni wody,

10) wybudować nową stację pomp w bliskości siłowni celem przepompowywania wody rezerwowej,

11) założyć 2 nowe odstojniki,

12) rozszerzyć stację rozdzielczą i transformatorownię.

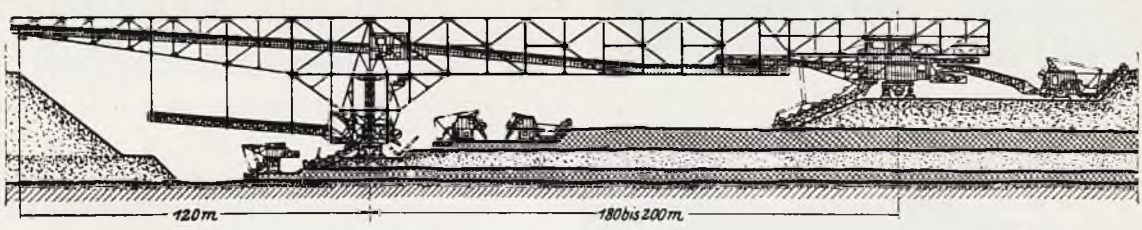
Roboty rozpoczęte 9 marca 1928 r. ukończono w końcu 1929 r. pomimo mrozów w zimie 1928/29 r. Niektóre roboty betonowe wykonano przy — 15° C, oczywiście przy zastosowaniu ostrożności. Specjalne laboratorjum wykonywało stałą kontrolę nad materjałami budowlanemi a zwłaszcza betonem.

Pierwszy kocioł z planu rozbudowy 1928/9 r. został uruchomiony 1 października 1928 r. Turbogenerator *AEG* o mocy 37500 *k W* uruchomiono w środku maja 1929 r. Pierwszy turbogenerator o mocy 85000 *k W* uruchomiono w listopadzie 1929 r., drugi wkrótce później.

Przy robotach tych wydobyto i wywieziono 111000 m^3 ziemi zużyto 62000 m^3 piasku, 6000 t żelaza, 12000 t cementu, 10800000 sztuk cegieł różnego rodzaju, 47800 m^3 betonu. Ogółem dowieziono 14205 wagonów materjałów.

Opis instalacji rozpoczniemy od odkrywki węgla brunatnego.

Siłownia zużywa węgiel brunatny o wartości opałowej około 2200 *cal/kg*, o zawartości



Rys. 4. Konstrukcja i sposób działania windy mostowej

Przy rozbudowie elektrowni w 1928/9 r. trzeba było wykonać następujące roboty:

1) ustawić 8 kotłów à 1000 m^2 pow. ogrzew. w kotłowni *F* i 2 kominy 100 *m* wysokości i 5040 *mm* w świetle,

2) powiększyć objętość składów węgla o 6000 m^3,

3) wybudować 2 instalacje do mielenia pyłu o wydajności 10 *t*/godz. każda,

4) podłużyć starą maszynownię,

5) wybudować nową maszynownię wraz z transformatorownią,

6) wybudować kotłownię *G* na 8 kotłów o pow. ogrz. 1000 m^2 każdy,

7) ustawić 2 kominy po 120 *m* wysokości i 6400 *mm* w świetle,

wody około 53%[1]) i 6—8% popiołu, wydobywany z kopalni odkrywkowej „Golpa", położonej obok siłowni. Węgiel znajduje się pod warstwą piasku i gliny grubości 1,6—2 *m* grubości. Sposób wydobycia uwidocznia rys. 4.

Suwnica mostowa o rozpiętości zmiennej 180 — 200 *m*, w celu umożliwienia odchyleń mostu o 25° od osi i uniknięcia zacinań, posiada 2 wysięgi; jeden z nich 120 *m* drugi 75 *m* długości ramienia. Przy punktach oparcia mostu znajdują się bagrownice wahadłowe. Ziemia wybrana bagrownicami zostaje prze-

[1]) Por. analizy torfów, zamieszczone w pracy inż. A. Kornella „Zasoby torfu" w Sprawozdaniach Polskiego Komitetu Energetycznego (Przegląd Techniczny, 1930, zesz. 50).

niesiona na wysięgi, skąd zsypywana jest na chałdy. Inne bagrownice wydobywają węgiel i zsypują go do wagonów. Punkty podparcia mostu leżą w dwóch poziomach ze względu. na to, że węgiel występuje dwoma warstwami

Ciężar suwnicy bez bagrownic i bez wyposażenia elektrycznego wynosi 3750 t; zainstalowana na suwnicy moc wynosi 3245 *kW*; szybkość przesuwania suwnicy wynosi 4 — 5 *m/min*; ilość wydobytej ziemi wynosi maxi-



Rys. 5. Bunkry węglowe centrali Golpa/Zschornewitz

mum 2760 m^3/godz.; szerokość taśmy głównej wynosi wynosi 1700 *mm* a szybkość jej 3 *m*/sek. Wydajność bagrownic wynosi w sumie 2000 m^3/godz ziemi. Wydajność jednej bagrownicy dla węgla wynosi 550 *t*/godz.

Specjalna kolej elektryczna (rys. 5), dwutorowa, zwozi węgiel wagonami à 20 *t* z kopalni do zasieków (widoczne na rys. 5) o ogólnej pojemności 14000 *t*; ogólna długość ich wynosi 225 *m*.

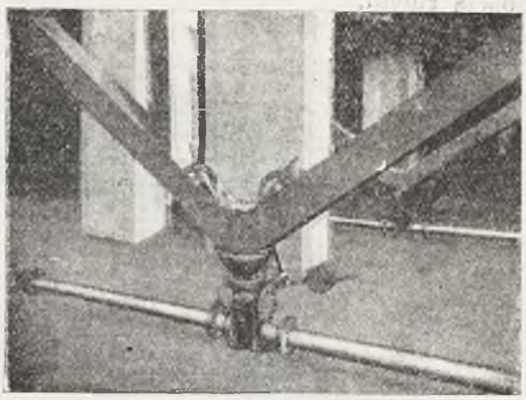


Rys. 6. Układ eżektorów w podziemiu

Z zasieków 2 do kotłowni 3 (vide rys. 3) przenosi węgiel 6 taśm. żelaznych po 400 *t*/godz. wydajności każda, stąd zaś dalej 4 pochylnie (vide rys. 2; oznaczone znakami „*a*") po 375 *t*/godz. każda, a następnie w kotłowni taśmy gumowe poprzeczne i podłużne (po 2 taśmy każdego rodzaju) o szerokości 1 *m* i 250 *t*/godz. wydajności każda. Taśmy poprzeczne znajdują się w pomieszczeniu „*b*" na rys. 3.

Bunkry w kotłowniach mieszczą po 350 *t* węgla dla każdego kotła.

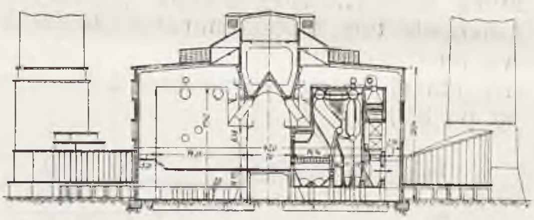
Siłownia Zschornewitz posiada 30 kotłów wyposażonych w dodatkowe paleniska na pył węglowy. Brykiety węgla brunatnego, do-



Rys. 6a. Transportowanie popiołu. Widok w kierunku zwałów popiołu

starczone z kopalni „Golpa", mielone są w dwóch instalacjach po 10 *t*/godz. wydajności, dostarczonych przez f. Polysius.

Paleniska na pył służą jako rezerwa; przy ich pomocy można w kilka minut podnieść wydajność kotła o 30 — 40%; służą one do po-



Rys. 7. Przekrój przez kotłownię G

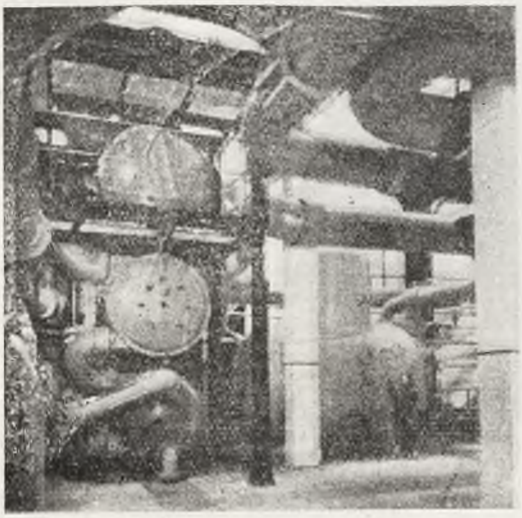
krywania szczytów obciążeń i na wypadek znacznego podniesienia wilgotności węgla wskutek deszczów.



Rys. 8. Wnętrze kotłowni G

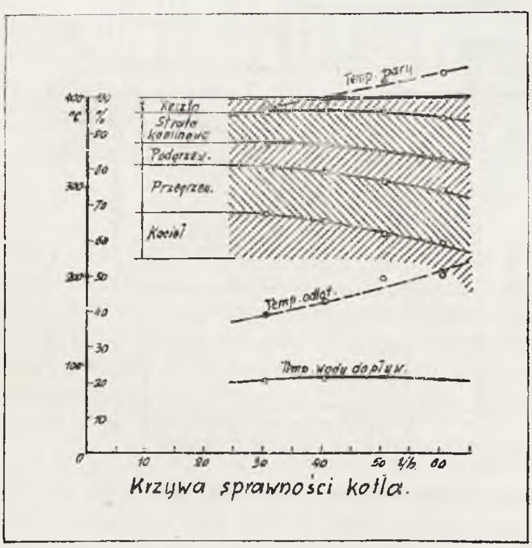
Popiół i szlakę początkowo wywożono wywrotkami, następnie dokonano prób z pneumatycznem odpopielaniem; ostatecznie jednak zdecydowano się na odpopielanie przy pomocy wody pod ciśnieniem. Od 1924 r. popiół i szlaka

są usuwane z koszów popielnikowych ejektorami (rys. 6) przy ciśnieniu wody 25 atn i tłoczone 12 przewodami po 150 *mm* (rys. 2 oznaczenie „*c*“) do odkrywki (rys. 6 a), leżącej w odległości 1 *km* od siłowni; woda po odstaniu jest odpompowywana Zapotrzebowanie wody wynosi 6 m^3 na 1 m^3 popiołu; do tego celu pobiera się wodę chłodzącą po wyjściu z kondensatorów.



Rys. 9. Podgrzewacze i wyparki

Szósta kotłownia, wybudowana w 1926 r., była początkowo wyposażona w 4 kotły po 1000 m^2 pow. ogrzew. z podgrzewaczami powietrza po 520 m^2 i ekonomizerami po 1000 m^2 pow. ogrzew.; po raz pierwszy zastosowano przy nich paleniska schodkowe ruchome Seyboth'a. W 1927 r. dobudowano 2 kotły po



Rys. 10. Krzywa sprawności kotłów

1000 m^2 pow ogrzew. i z takiemiż paleniskami, a w 1928 r. dostawiono 6 kotłów po 1000 m^2 pow. ogrzew. z podgrzewaczami powietrza, wody i z mechanicznemi paleniskami nieckowatemi wody f. Fränkel Viebahn. Te ostatnie 6 kotłów wyposażono w dodatkową instalacją dla wzmocnienia ciągu, co umożliwiło podniesienie obciążenia z 50 na 60 kg/m^2 godz. pary. Dla kotłów wybudowano 2 kominy o średnicy 5040 *mm* w świetle i 100 *m* wysokości.

Kotłownia *G* (rys. 7 i 8) rozpoczęta w sierpniu 1929 r. składa się z 8 kotłów po 1000 m^2 pow. ogrzew. Cztery z tych kotłów dostarczyła f. Babcock a cztery firma Borsig. Są to kotły czterowalczakowe z podgrzewaczami powietrza á 520 m^2 pow., podgrzewającemi powietrze do 175 — 200° C., oraz ekonomizerami żebrowemi po 2300 m^2 pow. ogrzew. Powierzchnia rusztu wynosi 46 m^2, długość rusztu 5480 *mm*.

Wydajność kotła wynosi 60 *t*/godz. przy ciągu naturalnym. Temperatura pary 380 — 400° C. Kotłownia posiada 2 kominy 120 *m* wysokie, o średnicy 6400 *mm* w świetle.

Dużą uwagę zwrócono przy budowie kotłowni *G* na wielkość komór paleniskowych, które są znacznie większe niż w kotłowni



Rys. 11. Część hali maszynowej centrali Golpa/Zschornewitz

F. Również w porównaniu z innemi nowoczesnemi kotłowniami wykonano konstrukcję kotłów niezależnie od konstrukcji budynku.

Nowe kotły posiadają przy każdym górnym walczaku po jednem szkle wodowskazowem; różnica poziomów wody w obu górnych walczakach, *przy forsowaniu wynosi 140 mm* Oprócz tych szkieł istnieją szkła sprowadzone do stanowiska palacza.

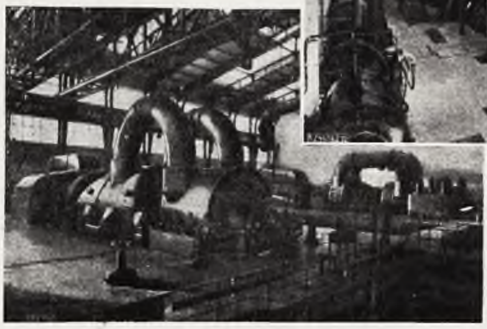
Woda zasilająca przy wejściu do kotła ma temperaturę 100° C i zawiera około 0,03 *mg*/*l* tlenu. Wodę dodatkową zmiękcza się zapomocą sody i wapna a następnie odparowuje w odparowalnicach, ogrzewanych parą pobieraną z turbin (rys. 9); twardość wody zmiękczonej wynosi 0,1 — 0,2 twardości niem.

Stacja pomp składa się z 19 pomp dawnych i dostawionych; dla kotłowni *F* i *G* dostawiono 5 turbo pomp po 400 m^3/godz. oraz jedną pompę z napędem elektrycznym po 390 m^3/godz.

Próby przeprowadzone nad kotłami *F* i *G* wykazały wyniki lepsze od gwarancji. Rys. 10 obejmuje zestawienie wyników. Maxymalne obciążenie wyniosło 65 — 68 kg/m^2 godz. pary. Obciążenie kotła w ciągu *2 min. można podnieść z 20 kg na 50* kg/m^2 *godz.*; kotły zaś które w ciągu 9,5 godz. były utrzymywane pod parą, jednak pary nie produkowały, można w ciągu *6,5 min. obciążyć do 40* kg/m^2 *godz.*

Następujące cyfry podkreślają postęp w budowie kotłów opalanych węglem brunatnym. W dawnych kotłowniach każde 16 kotłów po 500 m^2 pow. ogrzew. odparowywało 200 t pary na godz. Powierzchnia zabudowana wynosiła 3092 m^2 przy 56840 m^3 objętości budynków.

Na jedną tonę wytworzonej pary przypada zatem 15,65 m^2 powierzchni zabudowanej i 284 m^3 objętości budynku. W kotłowni *G* ośm kotłów po 1000 m^2 wytwarzają 480 *t*/godz. pary przy powierzchni zabudowanej 2442 m^2 i 48940 m^3 objętości budynków. A zatem na 1 *tn* wytworzonej pary przypada 5 m^2 pow zabudowanej i 102 m^3 budynku. W dodatku kotłownia *G* jest dostępniejsza, jaśniejsza i lepiej przewietrzana.



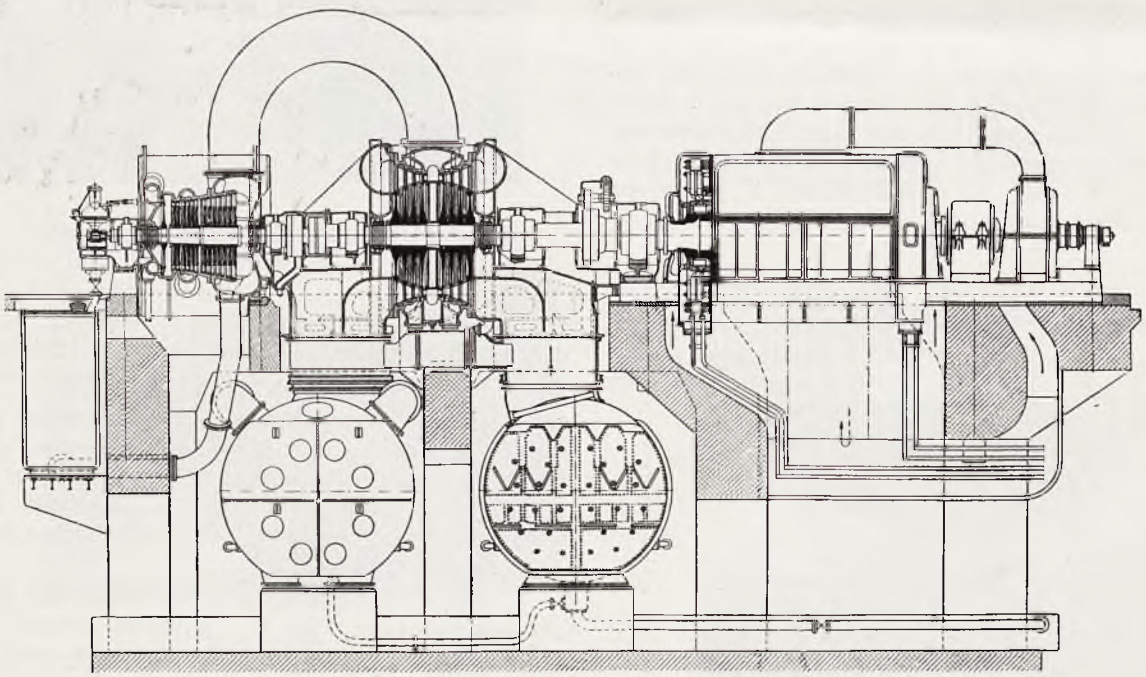
Rys. 12. Turbogenerator 85.000 kW



Rys. 13. Sala pomp w podziemiu nowej turbinowni

W starych kotłowniach na każde 5 kotłów o ogólnej wydajności 60 *tn* pary na godz. wypadało dwóch palaczy, w kotłowni *G* potrzebnych jest 4 palaczy na 8 kotłów, to jest na jednegc palacza wypada 120 *tn* pary na godzinę. Obciążenie rusztu starych kotłów wynosiło 210, rusztów zaś kotłowni *G — 500* kg/m^2 *powierz.* rusztu i godz.

Przy zamawianiu turbin przyjęto, że obciążenie siłowni pozwala na wybór b. dużych jednostek, których wielkość ograniczona jest tylko pewnością ruchu, oraz zażądano, by dla pewności ruchu, każda część konstrukcyjna turbiny i generatora wykazywały przy obrotach o 25% wyższych od normalnych dwukrotny spółczynnik bezpieczeństwa w stosunku do granicy płynności.

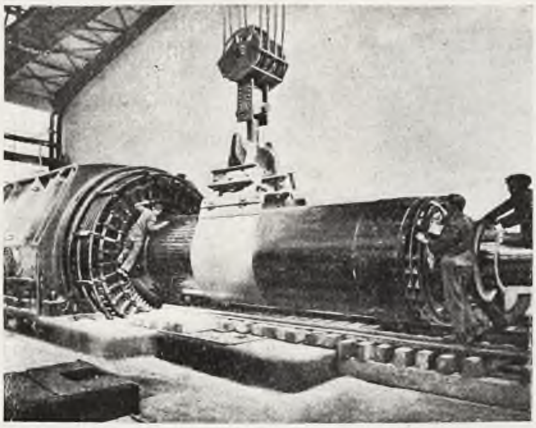


Rys. 14. Turbina 85.000 kW dostawy A. E. G. z generatorem dostawy Siemens Schuckert

Oprócz tego zażądano, by konstrukcja pozwalała na uruchomienie i obciążenie turbin w ciągu $^1/_2$ godziny, co też przez próby, po ustawieniu, zostało stwierdzone.

Ponieważ normalne wyłączniki bezpieczeństwa (Schnellschluss) wymagają około 7 sekund dla odcięcia dopływu pary, co może

wystarczyć dla rozbiegania maszyny, zażądano specjalnych dodatkowych urządzeń szybko odcinających dopływ pary.



Rys. 15. Montaż wirnika generatora 85.000 kW

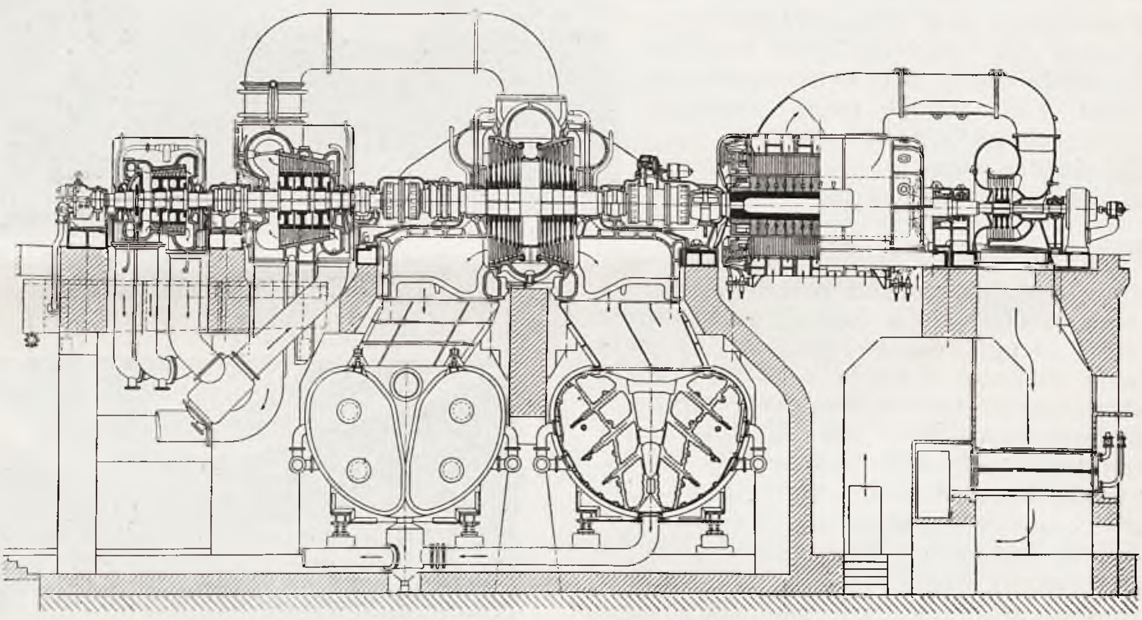
nano na 243 palach po 7 *m* długości z betonu prasowanego, z uzbrojeniem żelaznem. Dopiero na palach spoczywa płyta żelazo-betonowa 2,80 *m* grubości. Ogólny ciężar większego z fundamentów wynosi 4900 *tn*.

Wodę chłodzącą doprowadzają do pomp żelazo-betonowe kanały zamknięte, o przekroju 6 m^2 każdy.

Ilość wody chłodzącej dla każdej turbiny 85000 *k W.*, przy pełnem obciążeniu, wynosi 28000 m^3/godz.; ogólna zaś ilość wody chłodzącej dla turbin wynosi 122000 m^3/godz.

3 nowe turbiny zbudowane są na ciśnienie 13,5 *atn* i 360 — 380° C. Wszystkie one wyposażone są w podwójne szybko zamykające regulatory, które działają na wentyle i na kurki szybko zamykające się.

Turbina *AEG* o mocy 37500 *k W* zbudowana jest w dwóch osłonach jako turbina akcyjna z małą reakcyjnością; kondensator dla niej ma 6000 m^2 powierzchni. Rurki kon-

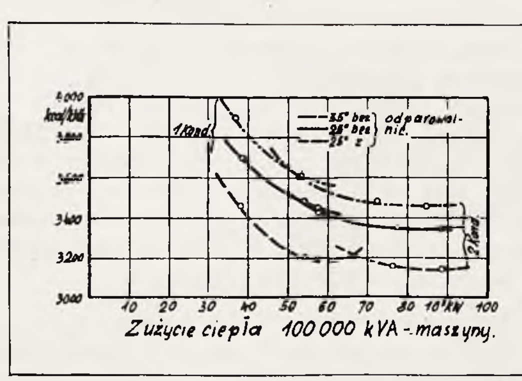


Rys. 16. Turbogenerator 85.000 kW dostawy Brown Boveri

Rys. 11 uwidocznia starą maszynownię, w której ustawiono turbogenerator 37500 *k W* budowy *AEG.*; natomiast tubergeneratory po 85000 *k W* ustawiono w nowowybudowanej hali ustawionej prostopadle do starej hali; widok nowej hali podaje rys. 12, zaś rys. 13 podaje stację pomp kondensacyjnych.

Długość nowej hali wynosi 54 *m*, szerokość 42 m., wysokość 30 *m*. Hala wyposażona jest w 2 suwnice po 110 *tn* siły nośnej; aby podnieść najcięższą część ważącą 220 *tn*, sprzęga się 2 suwnice razem.

Fundamenty tubergeneratorów 85000 *k W*, ze względu na wielkość, zostały b. dokładnie przeliczone i troskliwie wykonane. Pomimo że można było liczyć nośność gruntu 2 — 3 *kg*/cm^2, to jednak każdy z tych fundamentów wyko-



Rys. 17. Zużycie energji cieplnej przez turbinę 85.000 kW

densatora z jednej strony są zawalcowane, z drugiej ujęte w dławnice. Odpowietrzanie

kondensatora o dwukierunkowym przepływie pary uskuteczniają ejektory wodne, którym wody dostarcza specjalna pompa. Pompy wody chłodzącej, wody dla ejektorów i kondensatu napędza specjalna turbina z przekładnią 5000/600 obr/min.

Turbina *AEG* z generatorem *S/S* o mocy 100000 *k VA* zbudowana jest na 1500 *obr/min* i może pracować przy 85000 *k W* stałego obciążenia. Zbudowana jest w dwóch osłonach o dwukierunkowym przepływie pary w niskoprężnej części (rys. 14); posiada dwa kondensatory o powierzchni 12800 m^2. Para dopływa 4 przewodami o 400 *mm* w świetle, przepływa przez 2 szybko odcinające kurki, 4 szybko odcinające wentyle i 7 wentyli regulacyjnych, ustawionych w dwóch grupach po obu stronach maszyny.

Kondensacja ma 2 zespoły pomp takich samych jak i turbina 37500 *k W*: zapotrzebowanie mocy dla kondensacji wynosi 2600 *k W*; napęd pomp zapomocą przekładni zębatej 5000/500 *obr/min*.

Chłodzenie generatora przy pomocy obiegu okrężnego. Oprócz tego obok głównej wzbudnicy ustawiono dodatkowy wentylator.

Rys. 15 podaje montaż rotora generatora SS o mocy 100000 *k VA*. Statory generatorów *SS* i *BBC* (drugi zespół 100000 *k VA*) mają uzwojenie dzielone i każde z uzwojeń może być oddzielnie obciążone; mogą więc generatory pracować na 6500 *V* lub 13000 *V*. Stator *SS* generatora waży 212 *tn*, rotor zaś 100 tn. Rotor ma 1750 *mm* średnicy zewnętrznej. Ciężar ogólny turbiny, generatora, z odparowalnicami lecz bez przewodów wynosi 1450 *tn*; długość maszyny 27260 *mm*.

Turbina *BBC* (rys. 16), również o mocy 100000 *k VA*, zbudowana jest również na 1500 obr/min.

Para dopływa 4 przewodami po 400 *mm*; na każdym przewodzie znajduje się szybko odcinający kurek; z każdej strony osłony wysokoprężnej znajduje się szybko odcinający wentyl i 2 wentyle regulacyjne. Maszyna zbudowana jest w 3 osłonach jako czysto reakcyjna z kołem Curtis'a jednak nie posiada bębnów a tylko koła z łopatkami, aby opanować trudności wydłużeń cieplnych.

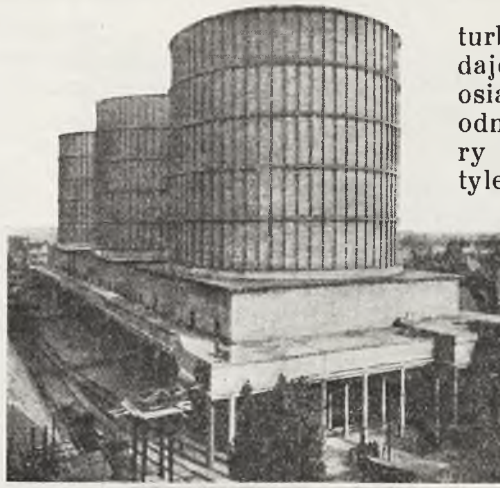
Rozrząd olejowy.

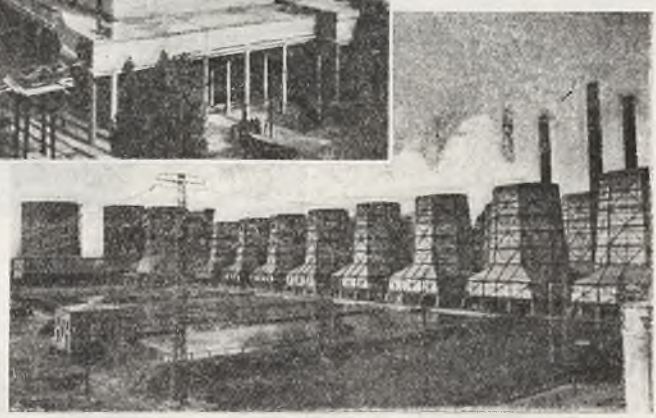
Kondensacja ma 2 zespoły pomp napędzanych przez turbinę parową zapomocą przekładni zębatej 5000/500 obr/min. Powierzchnia kondensatora wynosi 12000 m^3.

Generator budowany jest na te same warunki pracy co generator *SS*, jedynie chłodzenie jest nieco inne, co widać z rysunku 16.

Wyniki badań nad turbiną 85000 *k W* podaje rys. 17. Sprawność osiągnięta wynosi 87,7%, odniesiona do stanu pary przed głównym wentylem.

Rys. 18 uwidocznia dawne chłodnie drewniane i 3 no-





Rys. 18. Trzy nowe chłodnie betonowe o wydajności chłodni 14000 m^3/h oraz baterja dawniejszych chłodni z odstojnikami



Rys. 19. Sala rozdzielcza w Zschornewitz

we chłodnie betonowe oraz odstojniki. Te ostatnie przewidziane są na 14000 m^3/godz.

Średnica chłodni betonowych 33 *m*; wysokość 50 *m*. Średnice przewodów tłoczących od turbin 85000 *k W* do wież wynosi 1700 *mm*; szybkość wody wynosi 3,4 *m*/sek.

Rys. 19 podaje salę rozdzielczą.

Ogólna moc transformatorowni wynosi 545000 *k VA*. Wielkość transformatorów 20000—50000 *k VA*.

Ogólna moc stała siłowni wynosi 440000 *k W*.

Inżynier mech TEODOR CZAJKOWSKI.

OSZCZĘDNOŚĆ PRZY STOSOWANIU PALENISK PODMUCHOWYCH NA MIAŁ WĘGLOWY

Paleniska podmuchowe, służące do spalania najgorszego i najtańszego paliwa, dają bardzo dobre rezultaty, pod względem termicznym niewiele niższe od palenia węglem sortowym (orzechy, groszki) — pod względem zaś eksploatacyjnym dają znaczne oszczędności, obniżając znakomicie koszt wytwarzania jednostki pary. Pozatem pozwalają zwiększyć natężenie powierzchni ogrzewalnej kotła, czynią wytwarzanie pary więcej sprężystem i dając lepsze spalanie mniej dymią niż zwykłe ruszta płaskie.

Paleniska te coraz częściej są stosowane, jak w nowych, świeżo ustawianych, tak również i w starych instalacjach kotłowych.

Celem niniejszego, jest wykazanie, jak paleniska takie kalkulują się w małych instalacjach kotłowych, na które właśnie ze względu na ich nieznaczną wielkość mało zwraca się uwagi. W wytwórniach Państwowego Monopolu Spirytusowego w ostatnich 3 latach zamieniono w kilkunastu kotłach, paleniska zwykłe, płaskie na omawiane paleniska podmuchowe, jak również i do nowych instalacyj zastosowano podmuch.

Otrzymano tym sposobem duże oszczędności, gdyż zamiast orzecha i groszku po cenie Zł. 28, za tonnę loco kopalnia—spala się miał po cenie Zł. 9,39 do 13,45 za tonnę loco kopalnia.

Przeprowadzone próby gwarancyjne potwierdziły założenie dostawców, poniżej zaś podaję porównanie kosztów prowadzenia kotła przed i po założeniu rusztu z podmuchem dla kotła wodnorurkowego i lankaszyrskiego.

Dane charakterystyczne badanego kotła:

Kocioł wodnorurkowy syst. „Fitzner — Gamper“.

Ciśnienie robocze — 12 *atn.*

Pow. ogrzewaln. kotła — 72 m^2.

Pow. przegrzewacza — 19 *m.*, temp. przegrzania pary 250° C.

Pow. podgrzew. wody zasilającej—10,6 m^2.

Ruszt podmuchowy, daszkowy, krajowy o pow. 2 m^2.

Stosunek: $R : S = 1 : 36$.

Rezultaty badania: po zmianie rusztu (próba 23.V.30 r.).

Paliwo — miał z kop. JOWISZ o dolnej wartości opałowej $W_u = 5398$ Cpł.

Cena węgla loco miejsce zużycia 24,76 zł. za *tonnę*.

Odparowanie 1 *kg.* C. — 4,62 *kg* pary.

Przy średniem obciążeniu kotła 20 kg/m^2 pow. ogrzew. godz. należy spalać dziennie przy 9 cio godz. pracy kotła:

$$\frac{20 \times 72 \times 9}{4,62} = 2810 \; kg \text{ węgla miału.}$$

za cenę 2810 × 24,76 zł. = . . .	69,60 zł.
energja elektr. do napędu wentylat.	7,— „
smary.	0,40 „
Ogółem koszt=69,60+7 zł.+0,40 zł.=	77,00 zł.

Stan poprzedni: próba z dn. 13.I.1928

Ruszt zwykły płaski o pow. ogrzew.

$S = 1,72 \; m^2$ . . . .

Węgiel orzech II z kop. SATURN o wartości opałowej dolnej $W_u = 5955$ Cpł. . . . . . .

Cena loco miejsce zużycia 45,03 zł. *tonna* . . . .

Odparowanie z *kg.* C — 4,88 *kg* pary.

Przy średniem obciążeniu kotła 20 kg/m^2 pow. ogrzew. godz. należy spalać dziennie przy 9-cio godz. pracy kotła:

$$= \frac{20 \times 72 \times 9}{4,88} = 2660 \; kg \text{ C.}$$

węgla, orzech II

za cenę: 2660 × 45,03 zł. = . . . 120 zł.

Różnica: 120 — 77 = 43 zł., t. zn. 36% taniej na korzyść palenisk podmuchowych.

Skutek użyteczny kotła przy paleniu z podmuchem = 52,25%.

Skutek użyteczny kotła przy paleniu orzechem = 54%.

Różnica więc jest nieznaczna, którą jednak całkowicie pokrywają i przekraczają plusy otrzymane na dużo niższej cenie miału.

W danym wypadku użyto miał z kop. JOWISZ, którego cena wówczas wynosiła loco kopalnia 9 zł. *tonna.*

W wypadku węgla droższego (Kazimierz, Saturn) cena będzie wynosiła ok. zł. 12,60 — co nieznacznie zmniejszy podaną wyżej oszczędność — mianowicie:

palenie miałem . . .	87,40 zł.
palenie orzechem . .	120,— zł.
Różnica . .	32,60 zł.

t. zn. ok. 27% taniej na korzyść palenia miałem (palenisk podmuchowych).

Jeżeli będziemy używać miału śląskiego, zamiast dąbrowskiego — otrzymana oszczędność będzie wynosić ok. 40%.

Cena takiego paleniska łącznie z wentylatorem, przewodami i montażem do kotła o pow. 72 m^2 — wynosi od 2500 do 3000 zł. czyli, że amortyzuje się ono w ciągu 3 miesięcy przy ruchu 8-io godzinnym i w ciągu 1 mies. przy ciągłej pracy kotła.

Przy zastosowaniu palenisk podmuchowych do kotłów płomienicowych oszczędność wyrazi się następująco: porównanie przeprowadzam pomiędzy kotłem 2-u płomienicowym na 6 *atn* ciśnienia i 120 m^2 pow. ogrzew. z paleniskiem podmuchowem, i kotłami 100,6 i 76 m^2 z paleniskami zwykłemi płaskiemi.

1) palenisko podmuchowe, paliwo węgiel-miał górnośląski o dolnej wartości kalorycznej:

$$W_u = \tilde{+}\ 6500 \text{ Cpł.}$$

Cena loco miejsce prób — 30,16 zł. za 1 *tonnę*
Odparowanie z 1 *kg* węgla — 7,17 *kg* pary
Koszt produkcji 1000 *kg* pary

Węgiel — $\frac{1000}{7{,}17} \cdot \frac{30{,}16}{1000} =$ . . . . 4,23 zł.

Energja elektr. i smary do napędu wentyl . . . . 30 zł.

4,53 zł.

Koszt 1000 *kg* pary — 4,53 zł.

2) paleniska zwykłe—paliwo—orzech III lub groszek I górnośląski o dolnej wartości opałowej W_u = 6700 Cpł., cena loco miejsce zużycia—Zł. 47,65 za *tonnę*, odparowanie z 1 *kg* węgla — 8,03 *kg* pary; na wyprodukowanie 1000 *kg* pary zużyto węgla:

$$\frac{1000}{8{,}03} = 124{,}5 \ kg.$$

za cenę 47,65 × 124,5 = ... 5,93 zł.
t. zn. koszt produkcji 1000 *kg* pary = ~ 5,93 zł.

Różnica wyniesie 5,93 — 4,53 = 1,40 zł. czyli ~ 24% oszczędności na korzyść palenisk podmuchowych i miału węglowego.

UWAGI: 1. W koszcie produkcji pary nie uwzględniono obsługi, amortyzacji urządzeń, budynków i generalji — co jednak do porównania nie jest potrzebne.

1. Ciśnienie pary i temperatura wody zasilającej w obu wypadkach były prawie równe, wobec czego do obliczeń wzięto odparowanie pozorne.

Inż. T. S.

Z USZKODZEŃ KOTŁOWYCH

W jednej z większych fabryk mebli giętych w Radomsku pracuje pod ciśnieniem $10^1/_2$ *atn* kocioł systemu Tischbeina o powierzchni ogrzewalnej 200 m^2 zbudowany w 1907 r. przez jedną z zagranicznych wytwórni.

W kotle tym przy pierwszych rewizjach przez inżynierów Stowarzyszenia Dozoru Kotłów stwierdzono na wyobleniach dennic dolnego walczaka rysy powstałe od pracy przy tłoczeniu dennic.



Rys. 1



Rys. 2

Rysy te początkowo nieznaczne, nieledwie powierzchowne z biegiem czasu za-



Rys. 3

częły przybierać groźniejszy charakter, co skłoniło rewidujących ten kocioł inżynierów



Rys. 4

do znacznego skracania terminów następnych rewizyj.



Rys. 5

Na jesieni 1930 r. administracja fabryki spostrzegła nieznaczne parowanie na prawem wyobleniu dennicy dolnego walczaka podczas pracy kotła, wobec czego kocioł natychmiast zatrzymano i przygotowano do oględzin.



Rys. 6



Rys 7

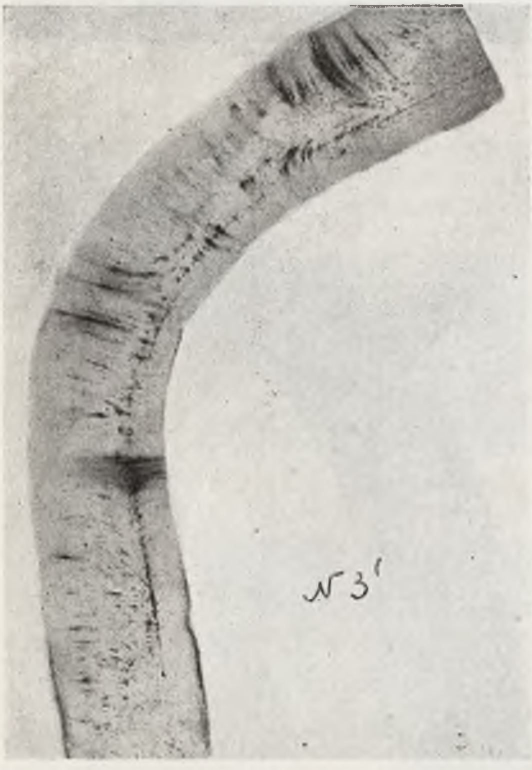


Rys. 8

Rewizja kotła wykazała pęknięcie tego wyoblenia na wylot na długości około 100 *mm*



Rys. 9 .



Rys. 10

Wobec powyższego obie dennice dolnego walczaka kotła zmieniono na nowe.

Z uszkodzonej dennicy wycięto kawałek wyoblenia w pobliżu pęknięcia, przygoto-



Rys. 11

wano szlify, które zbadano zapomocą reakcji Baumana.

Załączone rysunki ilustrują powyższy wypadek i przedstawiają:



Rys. 12

rys. 1 — uszkodzone wyoblenie od wewnątrz kotła,

rys. 2 — wyoblenie j. w. z zewnętrznej strony (na rysunku wyraźnie widać pęknięcie),
rys. 3—7 szlify z wyciętego wyoblenia rys. 5 pęknięcie na wylot,
rys. 8—12 odbitki z reakcji Baumana.

Powyższy wypadek potwierdza, że wszelkie drobne defekty, nawet powierzchowne, powstałe przy tłoczeniu dennic należą do uszkodzeń, które stopniowo rozwijają się i w następstwie mogą doprowadzić do niebezpiecznych konsekwencyj.

Sprawa ta staje się tembardziej ważną, gdy mamy nieraz do czynienia z materjałem niezupełnie dobrym, jak naprzykład w danym wypadku z rys. 8 — 12 widzimy, że materjał był silnie zanieczyszczony siarką.

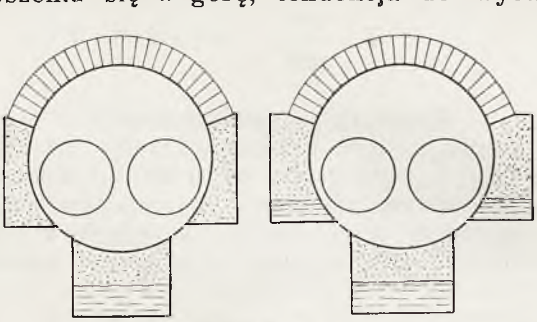
Prof. Cz. GRABOWSKI.

ZASADY HYDRAULICZNEJ TEORJI CIĄGU NATURALNEGO

(Por. *Technika Cieplna*, str. 128, 1931).

II. Prądy gazów w komorach i kanałach poziomych.

Z wykładów podanych w rozd. 6 — 10, które traktują o przepływie gazów w kanałach pionowych, widzimy, że *zgodnie z prawami ciężkości* cząsteczki gazu o niższej temperaturze mają tendencję do opadania w dół, a cząsteczki o temperaturze wyższej dążą do unoszenia się w górę; tendencja do wytwa-

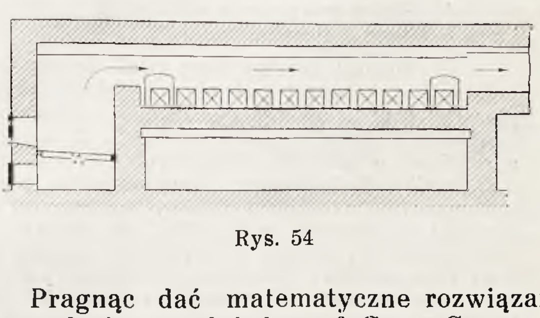


Rys. 53 a i b

rzania prądów o wyżej wymienionych kierunkach naturalnych jest powodem, że w pionowych prądach odwrotnych do kierunku naturalnego powstają szkodliwe *prądy konwekcyjne.* Podobne zjawiska obserwować możemy w komorach i kanałach poziomych; na dnie takich komór zbierać się mogą gazy ostudzone, które w wielu wypadkach z praktycznego punktu widzenia traktować możemy jako gazy nieruchome. W ten sposób w komorach poziomych powstają niekiedy przestrzenie martwe o temperaturze niższej od prądu głównego, z czego zdawać sobie powinniśmy sprawę przy projektowaniu tego rodzaju instalacyj.

Nprz. w kanale umieszczonym pod walczakiem kotła parowego (rys. 53 a i b) dolną warstwę nieruchomą dolnego kanału (zaznaczoną na rysunku grubemi kreskami) do pewnego stopnia traktować możemy jako pożyteczną warstwę izolacyjną.

Co innego będziemy mieli, jeżeli kanał poziomy jest piecem do termicznej obróbki metali (rys. 54) w blokach lub mechanicznie obrobionych, które w kształcie brył lub pakietów leżą na dnie komory. Górą mogą ulatywać do komina nieostudzone gorące gazy, a na dnie pozostanie metal, który nie był poddany należytemu działaniu wysokiej temperatury. Nie trzeba dowodzić, że w wypadkach tych piece zużywają nieprodukcyjnie znaczne ilości paliwa i dają produkt nienależycie wyżarzony. Aby zapobiec tego rodzaju zjawiskom, należy tak dobrać wysokość komory ogniowej, by płomień sięgał do dna, niepozostawiając przestrzeni martwych.



Rys. 54

Pragnąc dać matematyczne rozwiązanie tego rodzaju zagadnień, prof. Grum-Grzymajło zwrócił się do petersburskiego prof. hydrauliki Jeśmana o pomoc i poradę, a wtedy prof. Jeśman opracował teorję przepływu gazów przez omawiane piece, która następnie posłużyła prof. Grum-Grzymajle za podstawę

do jego hydraulicznej teorji działania pieców metalurgicznych i ceramicznych [1]).

Prac Jeśmana ani Grum - Grzymajło, ani jego uczniowie nie wykorzystali należycie. Oprócz całego szeregu wskazówek ogólnych z teorji ciągu [2]) Grum-Grzymajło z prac Jeśmana zastosował wzór specjalny na *maximum* dopuszczalnej wysokości h komory, przez którą w kierunku poziomym przepływają gazy o wysokiej temperaturze:

$$h \leqq A \sqrt[3]{\frac{V^2}{B^2\, t}} \quad . \quad . \quad (95)$$

We wzorze tym t^0 C — temperatura gazów w komorze; V m^3/sek — objętość tych gazów (w temp. t^0), przepływająca przez badaną komorę w ciągu sekundy; zaś spółczynnik A (o którym szczegółowo pomówimy niżej) posiada odpowiedni skomplikowany wymiar.

Wzór Jeśmana prof. Grum - Grzymajło i jego uczniowie przyjmują bez zastrzeżeń i dyskusji, nie zastanawiając się zupełnie nad temi fizycznemi i hydraulicznemi założeniami, które stanowią jego logiczną podstawę [3]).

Sądzę, że taki brak krytycznego poglądu na wzór matematyczny wprowadzony do stałego użycia czy to przy kontroli technicznej, czy też w biurze konstrukcyjnem, może skierować inżynierów na błędne tory; dla tego też w pracy niniejszej postaram się wyprowadzić wzór Jeśmana [4]) i wyjaśnić zakres jego stosowalności.

---

[1]) Pierwsza praca Jeśmana z tej dziedziny drukowana była w r. 1910 (*Żurnał russk. metalurgicz. obszczestwa* Nr. 6 str. 319); praca ta została uzupełniona i powtórzona w r. 1914 (w Nr. 6, str. 725 tegoż czasopisma). Powtórzenie tej ostatniej pracy znajdujemy w cz. II dzieła Gruma-Grzymajły o piecach płomiennych. „Płamiennyje pieczi".

[2]) Które w artykule niniejszym podałem w całkiem odmiennej formie.

[3]) Oprócz szeregu prac prof. Gruma-Grzymajły (zebranych w wyżej cytowanem dziele „płamiennyje pieczi") mam tu na myśli 1) dziełko Zalesskiego o paleniskach i piecach (patrz rozdz. 3), 2) broszurę Podgorodnika o piecach domowych (patrz rozdz. 8) i 3) dziełko Rafałowicza: „Racjonalizacja pieczej metałłopromyszlennosti" (wydane przez instytut techniki cieplnej w Moskwie w r. 1929). W dziełku tem (zawierającem 201 stron i 38 rysunków) podane są a) metody i szczegółowe instrukcje badania pieców przemysłu metalowego, b) rezultaty badania 11 pieców przed rekonstrukcją, rysunki i opisy tych pieców w stanie pierwotnym i rekonstruowanym, wreszcze rezultaty badania tych pieców po przebudowie.

[4]) Uczynię to w formie nieco odmiennej od tej, w jakiej uczynił to autor; lecz dalsze zastosowania tego wzoru (nprz. do kotłów parowych) odłożę do pracy następnej.

Aby zrozumieć lepiej ideę Jeśmana wyobraźmy sobie rynnę prawie poziomą o przekroju prostokątnym $H \times B$ (rys. 55); do



Rys. 55

rynny tej doprowadzamy ostrożnie wodę z kurka wodociągu w taki sposób, by wypełniała ona zamknięty koniec tej rynny po brzegi. Poziom ten jednak nie utrzyma się na całej długości rynny, lecz opadnie do wysokości od dna $h < H$, a więc przekrój prądu uchodzącego z drugiego końca rynny będzie $B\,h$. Różnica poziomów $(H-h)$ da nam ciśnienie niezbędne do wytworzenia prędkości prądu

$$w = \sqrt{2g\,(H-h)}$$

a zatem objętość wody przepływającej przez rynnę w ciągu sekundy wyniesie

$$V = B \sqrt{2g\,(H\,h^2 - h^3)} \quad . \quad . \quad . \quad (96)$$

W równaniu tem mamy dwie niewiadome

$$V \frac{m^3}{sek} \text{ i wysokość } h \; m.$$

Rozpatrując analogiczne równania, charakteryzujące przepływ wody przez t. zw. jazy, t.j. przegrody na rzekach lub kanałach [1]) Boussinesq dochodzi do wniosku, że w wypadkach tego rodzaju wysokość h ustali się wtedy, gdy wydatek V osiągnął maximum [2]).

---

[1]) „Théorie approchée de l'écoulement de l'eau sur un déversoir" par M. J. Boussinesq (Extrait des Mémoires de l'Academie des Sciences de Paris 1907) str. 4, 5, 11 i nast. W pracy tej autor twierdzi, że *ciągłość zjawisk*, które zachodzą *podczas ustalenia się procesu*, powoduje fakt, że ilość przepływu musi osiągnąć *maximum*.

[2]) Mamy tu do pewnego stopnia analogję z wylotem pary z kotła parowego do atmosfery przez *cylindryczną* rurę. Wydatek prądu, t.j. ilość pary wypływającej z rury w ciągu sekundy przez jednostkę pola przekroju $Q : F = w\gamma$. Ciśnienie w rurze spada, a więc prędkość w wzrasta, lecz ciężar właściwy γ maleje; ten spadek ciśnienia zachodzić może w rurze o stałym przekroju jedynie do pewnej granicy zwanej w termodynamice *ciśnieniem krytycznem*, kiedy iloczym $w\gamma$ osiąga maximum.

(D. c. n.).

KRONIKA TECHNICZNA

Badania odbiorcze turbin wodnych,

w siłowni Ryburg-Schwörstadt n/R [1]).

W pierwszych dniach października 1930 roku zostały przeprowadzone badania turbin wodnych w siłowni Ryburg-Schwörstadt, których wyniki są poniżej w krótkości podane.

Wskazane jest podanie pewnych ogólnych uwag, tyczących powyższych turbin. Dostawa czterech turbin Kaplana została powierzona firmom: Ateliers des Charmilles S. A. w Genewie, Escher Wyss w Zürichu i I. M. Voith w Heidenheim. Ponieważ chodziło w danym wypadku o turbiny Kaplana, o niespotykanej dotąd wielkości i mocy, przeprowadzono cały szereg badań, aby uczynić zadość stawianym wymaganiom, tak pod względem hydraulicznym, jak i mechanicznym. — Turbiny były budowane dla założenia: najwyższa moc 38700 *KMe*, przyczem ilość wody wynosi 295 m^3/s przy spadku 11,5 *m* i 75 *obr/min*. Zewnętrzna średnica koła kierującego wynosi 11,6 *m*, zewnętrzna średnica koła pracującego 7 *m*. Waga kompletnie zmontowanego koła pracującego wynosi 110 *ton*. Całkowicie zmontowana turbina waży około 600 *ton*.

Najwyższą sprawność turbiny 92,7% osiągnięto przy 24000 *KMe*. Przy 6000 *KMe* sprawność wynosi 80%, natomiast w granicach od 12175 *KMe* do 35000 *KMe* ponad 90%.

Sprawność całkowitej jednostki, odniesiona do mocy mierzonej na zaciskach generatora, osiągnęła najwyższą wartość 89,4% przy 19420 *kW*. W granicach od 9000 do 27000 *kW* sprawność wynosi ponad 85%.

M. N.

Proces Bergiusa [2]).

Dr. Bergius otrzymał w r. 1914 patent na sposób zamiany węgla na smołę o podobnych własnościach, jak ropa. Zasadę procesu stanowi ogrzewanie pasty, wytworzonej z połączonej smołą masy węgla z 5-ma procentami tlenku żelaza w atmosferze wodoru. Temperatura ogrzewania powinna wynosić około 450° C. zaś ciśnienie wodoru około 200 *atn*.

W „The Fuel Research Board“ przeprowadzono badania nad procesem Bergiusa. Wydajność smoły podobnej do ropy można uważać za zadawalniającą, jednakże ten półprodukt przedstawia się, jako smołowata ciecz z znaczną zawartością wody i zawieszonych części stałych. Stałe te części można usunąć na wirówce, jednakże nie bez poważnych strat sztucznej ropy. Destylowanie smoły bez oddzielenia części stałych, powoduje burzenie się płynu i silne uderzenia w naczyniu destylacyjnem.

W czasie prób wykonano znaczne ulepszenia procesu przez wprowadzenie wodoru w stały obieg przez skraplacz, w którym stale zbierano lotne części. Olej, otrzymany w tych warunkach, różni się od smoły, otrzymywanej w normalnym procesie Bergiusa. Jest on koloru ciemno bronzowego, przezroczysty w cienkich warstwach i nie zawiera części stałych. Pozostałość po destylacji powyżej 360° C. nie jest już smołą gęstą, lecz gęstym, ciężkim woskowatym olejem. Po ulepszeniu tem można otrzymać z tony węgla ok. 540—600 litrów sztucznej ropy.

Obok tego ustalono, że smołę otrzymaną podczas destylacji przy niskich lub wysokich temperaturach można w obecności katalizatorów przerobić na rodzaj ropy. Najlepsze rezultaty przeróbki ciężkiej smoły otrzymano przy temperaturze 450° i ciśnieniu wodoru 106 *atn*. Jako katalizator użyto kwas molibdenowy i siarkę. W rezultacie otrzymano jasną, wolną od siarki i smoły ciecz, całkowicie rozpuszczalną w lekkiej nafcie. Wydajność oleju wynosiła 78% od nowej zaś instalacji, mającej pracować w sposób ciągły, oczekuje się znacznie lepszych wyników.

Frakcję smoły, wrzącej poniżej 230° przerabiano w sposób podobny, używając jednak do katalizacji wyłącznie kwasu molibdenowego. Całą smołę przemieniono w neutralny olej, wrzący w całości poniżej 170° C. Destylat tego oleju nie wymaga żadnej rafinacji. W dalszych doświadczeniach, wprowadzono wodór pod ciśnieniem atmosferycznem, używając za katalizatory kwas molibdenowy i aktywny węgiel drzewny, otrzymując 80% wydajności oleju w stosunku do teoretycznego obliczenia. Doświadczenia te doprowadziły do wniosku, że z 20 litrów gazowanej smoły można otrzymać 16 litrów destylatu, nadającego się do napędu silników i 4 litry neutralnego oleju, wrzącego w zakresie temperatur od 230 do 360° C. Potrzebny wodór jest kosztownym, można jednak otrzymać go o czystości 98,4% aparatem Lane-Rogers.

Kf.

Szybkości spalania mieszanek gazowych [1]).

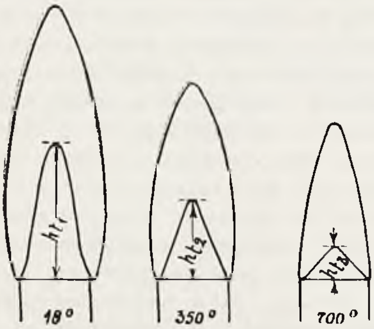
Badano szybkość spalania w powietrzu tlenku węgla i gazu świetlnego, mierząc szybkość spalania sposobem Michelsona, który stwierdził, że przy stałym składzie mięszaniny gazów powierzchnia wewnętrznego stożka płomienia jest proporcjonalną do szybkości wypływu gazu. Ułamek $v = \frac{q}{f \cdot z}$ przedstawia szybkość spalania, przyczem: f—oznacza powierzchnię pobocznicy stożka; q — ilość gazu, wypływającego w czasie; z — podany w sekundach czas wypływu; v — szybkość spalania.

Powierzchnię stożka oblicza się, fotografując płomień. Oznaczenie temperatury podgrzania gazu wykonano w ten sposób, że przepuszczano gaz przez srebrną rurkę, ogrzaną do danej temperatury. Rys. 1 podaje kształty stożków dla różnej temperatury podgrzania gazu przy tej samej wagowej ilości gazu. Obliczone stąd szybkości spalania mieszanin tlenku

[1]) S. Bitterli. V. D. I. Nr. 13 (str. 382) r. 1931.
[2]) Engineering, 131 (1931). № 3390. str. 18.

[1]) G. Tammann i H. Thiele, Stahl und Eisen 51, (1931) № 4, str. 109/10.

węgla z powietrzem podaje wykres rys. 2. Przez podgrzanie gazu z 18° na 700°, wzrasta szybkość spalania dziesięciokrotnie.



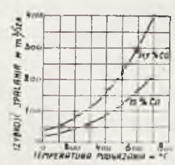
Rys. 1
Wielkość płomienia w zależności od temperatury podgrzania dla tej samej szybkości wypływu (55% CO + 45% powietrza).

Oprócz temperatury wpływa na szybkość spalania stosunek tlenku węgla do powietrza. Z doświadczeń wynika, że maximum szybkości spalania leży przy stosunku $\frac{CO}{\text{Powietrze}} \sim 0{,}51$.

Autor objaśnia temi doświadczeniami tak zwane bezpłomienne spalanie powierzchniowe. W piecach powierzchniowych tłoczy się mieszaninę gazu z małym nadmiarem powietrza z dysz przez warstwę porowatych cegieł ogniotrwałych. Gdy piec jest zimny, spala się gaz ponad warstwą porowatych cegieł wysokim płomieniem. W miarę wzrostu temperatury, nagrzewają się porowate cegły przez promieniowanie, a wtedy zmniejsza się stale wysokość płomienia, znikając w końcu w rozżarzonej do białości warstwie cegły. Polega to, zdaniem autora, na zwiększaniu się szybkości spalania przez nagrzanie gazu. Z szybszem spalaniem wiąże się zmniejszenie się stożków płomieni. W miarę, gdy cegła nagrzewa się na coraz to większą głębokość, może płomień cofać się. Niebezpieczeństwu wybuchów można w tym wypadku przeciwdziałać zwiększaniem szybkości wypływu gazu.

Wnioski, wypływające z badań nad wpływem temperatur podgrzania na szybkość spalania, można przenieść na wielki piec. Rys. 3 podaje schemat składu i rozkładu gazu na poziomie dysz. U wylotu dysz tworzą się zawracające płomienie, w których spala się tlenek węgla z powietrzem.

Wewnątrz płomienia znajduje się powietrze, w zewnętrznym zaś stożku mięszanina CO_2 i CO. W środku spalania składa się mieszanina gazu z CO i powietrza. Granicę pomiędzy strefą tlenu a CO_2 i granicę pomiędzy strefą CO_2 a CO można uważać za pobocznice stożków, zastosować zatem w ten sposób wyniki badań autorów do studjów nad wielkim piecem. Z podniesieniem temperatury podgrzania palnych gazów zmniejszają się strefy I i II (rys. 3) na



Rys. 2



Rys. 3
I strefa wolnego tlenu,
II strefa CO_2, III strefa CO.

rzecz strefy III. Z wysokości wewnętrznych stożków płomienia mięszaniny CO z powietrzem można obliczyć zmianę przekroju strefy bogatej w tlen i CO_2 z wzrostem temperatury podgrzania. Wysokości stożków ht_1 i ht_2 zachowują się tak, jak zasięg Ht_1 i Ht_2 bogatej w tlen strefy u ujścia dysz, gdy podgrzano dmuch do t_1 i t_2 w palniku o średnicy 0,6 cm. $ht_1 = 1{,}16$ *cm.*, zaś wysokości stożków wewnętrznych zmieniają się, według zestawienia 1.

ZESTAWIENIE 1.

Temperatura podgrzania °C	18	100	200	300	400	500	600	700
Wysokość wewnętrznego stożka płomienia	1,16	1,00	0,83	0,70	0,57	0,53	0.54	0,37
$\frac{ht_1 - ht_2}{ht_1}$	—	0,16	0,28	0,40	0,51	0,54	0,61	0,68

Na podstawie równości obliczonego ułamka $\frac{ht_1 - ht_2}{ht_1}$, z ułamkiem $\frac{Ht_1 - Ht_2}{Ht_1}$, uważają autorzy stosunek $\frac{ht_1 - ht_2}{ht_1}$ za obraz ilości oszczędzonego koksu.

Wreszcie zauważają autorzy, że kształt rozłożenia się stref różnych gazów powinien odpowiadać schematowi na rys. 3 ze względu na wyrażenie $\frac{ht_1 - ht_2}{ht_1}$, ujmujące ogólnie kształt stożków.

Kf.